

**PERANCANGAN ULANG TRANSMISI RODA GIGI LURUS PADA SEPEDA  
MOTOR HONDA ASTREA STAR 85,8 CC DENGAN DAYA 6,27 KW DAN  
PUTARAN 7.500 RPM DENGAN MENGGUNAKAN METODE ELEMEN HINGGA  
DAN BAHAN BESI COR NODULAR**



**Disusun sebagai salah satu syarat menyelesaikan Program Studi Strata 1 pada  
Jurusan Teknik Mesin Fakultas Teknik**

**Oleh:**

**ARFIAN DICKY ADI PRASETYO**

**D 200 160 107**

**PROGRAM STUDI TEKNIK MESIN  
FAKULTAS TEKNIK  
UNIVERSITAS MUHAMMADIYAH SURAKARTA  
2021**

**HALAMAN PERSETUJUAN**

**PERANCANGAN ULANG TRANSMISI RODA GIGI LURUS PADA SEPEDA  
MOTOR HONDA ASTREA STAR 85,8 CC DENGAN DAYA 6,27 KW DAN  
PUTARAN 7.500 RPM DENGAN MENGGUNAKAN METODE ELEMEN HINGGA  
DAN BAHAN BESI COR NODULAR**

**PUBLIKASI ILMIAH**

oleh:



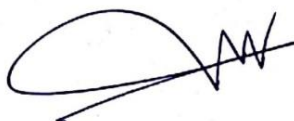
**ARFIAN DICKY ADI PRASETYO**

**D 200 160 107**

Telah diperiksa dan disetujui untuk diuji oleh:

Dosen

Pembimbing



**Ir. Agung Setyo Darmawan, M.T.**

**HALAMAN PENGESAHAN**

**PERANCANGAN ULANG TRANSMISI RODA GIGI LURUS PADA SEPEDA  
MOTOR HONDA ASTREA STAR 85,8 CC DENGAN DAYA 6,27 KW DAN  
PUTARAN 7.500 RPM DENGAN MENGGUNAKAN METODE ELEMEN HINGGA  
DAN BAHAN BESI COR NODULAR**

**OLEH**

**ARFIAN DICKY ADI PRASETYO  
D 200 160 107**

**Telah dipertahankan di depan Dewan Penguji  
Fakultas Teknik Jurusan Teknik Mesin  
Universitas Muhammadiyah Surakarta  
Pada hari Senin, 1 Maret 2021  
dan dinyatakan telah memenuhi syarat**

**Dewan Penguji:**

1. Ir. Agung Setyo Darmawan, M.T.  
(Ketua Dewan Penguji)
2. Bambang Waluyo Fabriantoko, S.T., M.T.  
(Anggota I Dewan Penguji)
3. Patna Partono, S.T., M.T.  
(Anggota II Dewan Penguji)



**Dekan,**



**Ir. Sri Sunarjono, M.T., Ph.D., IPM.**

**NIK. 682**

## PERNYATAAN

Dengan ini saya menyatakan bahwa dalam publikasi ilmiah ini tidak terdapat karya yang pernah diajukan untuk memperoleh gelar kesarjanaan di suatu perguruan tinggi dan sepanjang pengetahuan saya juga tidak terdapat karya atau pendapat yang pernah ditulis atau diterbitkan orang lain, kecuali secara tertulis diacu dalam naskah dan disebutkan dalam daftar pustaka.

Apabila kelak terbukti ada ketidakbenaran dalam pernyataan saya di atas, maka akan saya pertanggungjawabkan sepenuhnya.

Surakarta, 13 Maret 2021

Penulis



**Arfian Dicky Adi Prasetyo**

D200160107

# **PERANCANGAN ULANG TRANSMISI RODA GIGI LURUS PADA SEPEDA MOTOR HONDA ASTREA STAR 85,8 CC DENGAN DAYA 6,27 KW DAN PUTARAN 7.500 RPM DENGAN MENGGUNAKAN METODE ELEMEN HINGGA DAN BAHAN BESI COR NODULAR**

## **Abstrak**

Transmisi adalah bagaimana meneruskan dan mengubah kecepatan putaran suatu poros menjadi kecepatan putaran yang diinginkan pada poros lainnya. Penelitian ini bertujuan untuk membandingkan hasil antara perhitungan matematis (manual) dengan metode elemen hingga pada perancangan roda gigi lurus. Pengujian dilakukan pada poros dan spline dengan bahan S30C, dan pinion dengan bahan besi cor nodular. Proses pemodelan komponen menggunakan software Solidworks 2016 dan analisis metode elemen hingga menggunakan software Abaqus/CAE 6.14-5. Hasil perhitungan matematis (manual) didapat nilai tegangan geser poros 8,284 N/mm<sup>2</sup>, tegangan geser spline 1,104 N/mm<sup>2</sup>, dan tegangan maksimum pinion satu sampai empat sebesar 257,733 N/mm<sup>2</sup>, 197,477 N/mm<sup>2</sup>, 136,081 N/mm<sup>2</sup>, 130,897 N/mm<sup>2</sup>. Hasil analisa metode elemen hingga didapat nilai tegangan geser poros 8,309 N/mm<sup>2</sup>, tegangan geser spline 1,13 N/mm<sup>2</sup>, dan tegangan maksimum pinion satu sampai empat sebesar 257,733 N/mm<sup>2</sup>, 197,477 N/mm<sup>2</sup>, 136,081 N/mm<sup>2</sup>, 130,897 N/mm<sup>2</sup>. Perbandingan proses simulasi dengan perhitungan matematis (manual) didapat penyimpangan maksimum sebesar 3,166 %. Harga penyimpangan ini dapat diterima karena lebih kecil dari 5 %.

**Kata Kunci** : Transmisi, Roda gigi lurus, Metode Elemen Hingga, Abaqus/CAE 6.14-5.

## **Abstract**

Transmission is defined as a way to transmit and change shaft rotation speed into desired rotation speed on another shaft. This study aims to compare the results between mathematical calculation or manual method and finite element method in designing spur gear. Tests were conducted to shaft and spline made of S30C steel and nodular cast pinion. Modelling process of components used Solidworks 2016 software and Abaqus/CAE 6.14-5 for finite element method analysis. Results from manual method showed shaft shear stress value of 8.284 N/mm<sup>2</sup>, spline shear stress value of 1.104 N/mm<sup>2</sup>, and maximum stress value of pinion number one to number four were 257.733 N/mm<sup>2</sup>, 197.477 N/mm<sup>2</sup>, 136.081 N/mm<sup>2</sup>, and 130.987 N/mm<sup>2</sup>. On the other hand, results from finite method analysis showed shaft shear stress value of 8.309 N/mm<sup>2</sup>, spline shear stress value of 1.13 N/mm<sup>2</sup>, and maximum stress value of pinion number one to number four were 257.733 N/mm<sup>2</sup>, 197.477 N/mm<sup>2</sup>, 136.081 N/mm<sup>2</sup>, and 130.987. Results from mathematical calculation or manual method compared to finite element method revealed maximum deviation value of 3.166%, which is acceptable as it is below 5%.

**Keywords:** Transmission, Spur Gear, Finite Element Method, Abaqus/CAE 6.14-5.

## **1 PENDAHULUAN**

Transmisi merupakan bagian dari sistem pemindah tenaga yang digunakan untuk mendapatkan variasi momen dan kecepatan sesuai pada kondisi jalan dan kondisi pembebanan, yang pada umumnya menggunakan perbandingan roda gigi. Pada dasarnya transmisi adalah bagaimana meneruskan dan mengubah kecepatan putaran suatu poros menjadi kecepatan putaran yang diinginkan pada poros lainnya.

Pada roda gigi yang berpasangan baik berbentuk silinder ataupun kerucut yang saling bersinggungan satu sama lain, jika salah satu dari keduanya diputar maka akan memutar roda gigi yang menjadi pasangannya. Roda gigi merupakan alat yang digunakan untuk mentransmisikan daya disebut roda gesek. Cara tersebut merupakan cara yang baik untuk meneruskan daya kecil dengan putaran yang tidak terlalu cepat (Sularso, 2004).

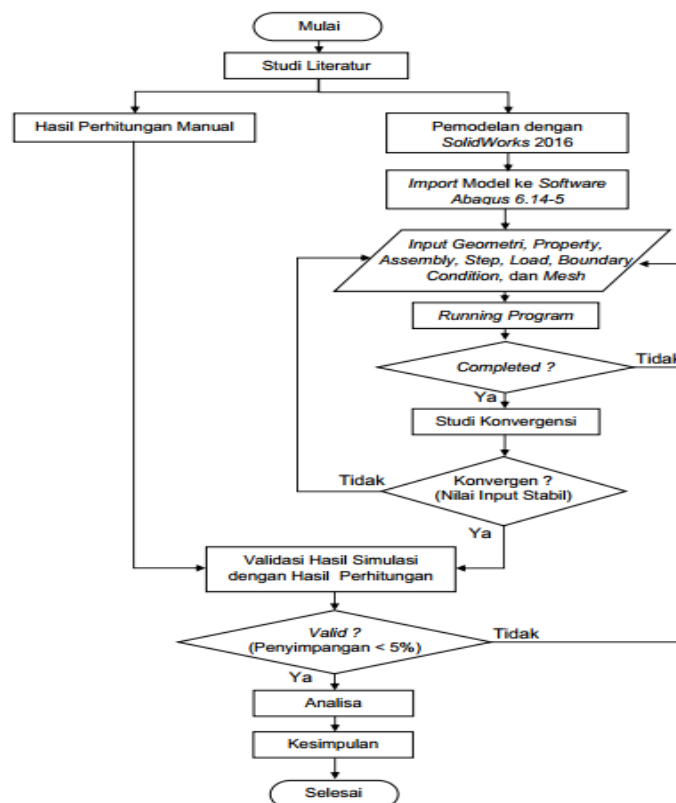
Diperlukan roda gigi yang saling bersinggungan untuk meneruskan daya yang besar. Roda gigi mentransmisikan dan berfungsi untuk mengatur kecepatan dan momen mesin dalam setiap kondisi sepeda motor (Boentarto, 1994).

Roda gigi lurus dapat dihitung dengan menggunakan perhitungan matematis (manual), akan tetapi Metode Elemen Hingga (MEH) mulai dipelajari oleh ahli rangka pesawat terbang yang menjadi teknik solusi numerik yang dapat diterapkan pada masalah rekayasa yang lebih luas. Hal ini dimulai pada tahun 1940 yang dikembangkan dengan baik sampai tahun 1965.

Zienkiewicz dan YK Cheung (1965) mengatakan, bila masalah elastisitas dapat dipecahkan berdasarkan energi potensial minimum, maka masalah lain dengan fungsi yang sama harus dapat dipecahkan dengan cara yang sama pula (Hadipratomo, 2005).

## 2 METODE

### 2.1 Langkah Penelitian



Gambar 1. Diagram alir

## 2.2 Alat Penelitian

a. Komputer dengan spesifikasi :

- *Processor* : Intel(R) Core(TM) I5-6030U CPU @2.40GHz
- *Memory* : 11,9 GB RAM
- *VGA* : AMD Radeon(TM) R5 M430
- *OS* : Windows 10 *Pro* 64-bit

b. Software :

- SolidWorks 2016
- Abaqus/CAE 6.14-5

## 2.3 Pemodelan Part

Pemodelan *part* menggunakan *software* SolidWorks 2016 dan analisa simulasi dengan *Abaqus* 6.14-5 yang digunakan sebagai *software* analisa numerik atau simulasi. Langkah awal memulai analisa adalah dengan menentukan model yang dibuat dengan berdasarkan pada dimensi benda sesungguhnya. Model yang telah dibuat kemudian dilakukan input sifat dan beban dan dilakukan analisa sehingga mendapatkan hasil pembebanan mendekati sesungguhnya.

## 3 HASIL DAN PEMBAHASAN

### 3.1 Perhitungan Manual Roda Gigi Lurus

Proses perhitungan manual pada roda gigi lurus yang digunakan untuk mentransfer daya sebesar 6,27 kW dan putaran 7500 rpm akan dibahas di bab ini. Pembahasan perhitungan manual roda gigi lurus meliputi perhitungan poros, spine, dan roda gigi.

#### 3.1.1 Perhitungan Poros

Proses perhitungan poros pada roda gigi lurus dengan diameter ( $D_p$ ) sebesar 17 mm seperti berikut :

1. Torsi yang ditransmisikan dihitung dengan persamaan 2.3 (Khurmi dan Gupta, 2005)

$$\begin{aligned} T &= \frac{P \times 60}{2 \times \pi \times n} \\ &= \frac{6270 \text{ W} \times 60}{2 \times 3,14 \times 7500 \text{ rpm}} \\ &= 7,987261 \text{ Nm} \\ &= 7987,261 \text{ Nmm} \end{aligned}$$

2. Tegangan geser yang terjadi pada poros, dihitung dengan persamaan 2.4 (Khurmi dan Gupta, 2005)

$$\tau_p = \frac{16 \times T}{\pi \times (D_p)^3}$$

$$\tau_p = \frac{16 \times 7987,261 \text{ Nmm}}{\pi \times (17 \text{ mm})^3}$$

$$\tau_p = 8.284 \text{ N/mm}^2$$

3. Poros menggunakan bahan S30C (baja karbon untuk konstruksi mesin) (Sularso, 2004) dengan kekuatan tarik bahan ( $\sigma_b$ ) sebesar 568,786 N/mm<sup>2</sup>, dengan diketahui faktor keamanan bahan sebagai berikut :

$$Sf_1 = 6,0$$

$$Sf_2 = 2,0$$

Dimana :

$Sf_1$  = Faktor keamanan dari batas kekuatan tarik bahan, untuk bahan S30C dengan pengaruh massa dan paduan baja digunakan faktor keamanan sebesar 6,0 (Sularso, 2002).

$Sf_2$  = Faktor keamanan yang digunakan jika poros terdapat alur pasak atau dibuat bertangga, faktor keamanan diambil antara nilai 1,3-2,0 (Sularso, 2004).

Maka tegangan geser bahan yang diizinkan,  $\tau_b$ , dihitung dengan persamaan 2.5 (Sularso, 2002).

$$\tau_b = \frac{\sigma_b}{Sf_1 \times Sf_2}$$

$$= \frac{568,786 \text{ N/mm}^2}{6,0 \times 2,0} = 47,399 \text{ N/mm}^2$$

Jadi,  $\tau_p < \tau_b$  atau  $8.284 \text{ N/mm}^2 < 47,399 \text{ N/mm}^2$

Bahan S30C aman digunakan.

### 3.1.2 Perhitungan *Spline*

*Spline* menggunakan bahan S30C maka proses perhitungan *spline* pada transmisi roda gigi lurus sebagai berikut.

1. Gaya aksi tangensial pada permukaan poros,  $F_p$ , dihitung dengan persamaan 2.6 (Khurmi dan Gupta, 2005).

$$F_p = \frac{T}{\left(D_p/2\right)}$$

$$= \frac{2 \cdot T}{D_p}$$



$$= \frac{2 \times 7.987,261 \text{ N/mm}}{17 \text{ mm}}$$

$$= 939,878 \text{ N}$$

2. Diameter *spline*,  $D_s$  dihitung dengan persamaan 2.7 (Khurmi dan Gupta, 2005).

$$D_s = 1,25 \times D_p$$

$$= 1,25 \times 17 \text{ mm}$$

$$= 21,25 \text{ mm}$$

3. Tebal *spline*,  $H_s$  dihitung dengan persamaan 2.8 (Khurmi dan Gupta, 2005)

$$H_s = \frac{D_s - D_p}{2}$$

$$= \frac{21,25 - 17}{2}$$

$$= 2,125 \text{ mm}$$

4. Lebar *spline*,  $b_s$ , dihitung dengan persamaan 2.9 (Khurmi dan Gupta, 2005).

$$b_s = 0,25 \times D_s$$

$$= 0,25 \times 21,25 \text{ mm}$$

$$= 5,312 \text{ mm}$$

5. Panjang *spline*,  $l_s$ , karena material *spline* dan poros sama ( $\tau_p = \tau_b$ ), dihitung dengan persamaan 2.10 (Khurmi dan Gupta, 2005).

$$l_s = 1,571 \times D_p$$

$$= 1,571 \times 17 \text{ mm}$$

$$= 26,707 \text{ mm}$$

6. Jumlah *spline*,  $Z_s$ , dihitung dengan persamaan 2.11 (Khurmi dan Gupta, 2005).

$$Z_s = \frac{\pi \times \left(D_p/2\right)}{b_s}$$

$$= \frac{3,14 \times (17 \text{ mm}/2)}{5,312 \text{ mm}}$$

$$= 5,028 \approx 6 \text{ buah}$$

7. Gaya yang terjadi pada setiap *spline*,  $F_p$ , dihitung dengan persamaan 2.12 (Khurmi dan Gupta, 2005).

$$F_s = \frac{F_p}{Z_s}$$

$$= \frac{939,878 \text{ N}}{6}$$

$$= 156,613 \text{ N}$$

8. Tegangan geser yang terjadi pada *spline*,  $\tau_s$ , dihitung dengan persamaan 2.13 (Khurmi dan Gupta, 2005).

$$\begin{aligned}\tau_s &= \frac{F_s}{b_s \times l_s} \\ &= \frac{156,613 \text{ N}}{5,312 \text{ mm} \times 26,707 \text{ mm}} \\ &= 1.104 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

Jadi,  $\tau_s < \tau_b$  atau  $1,104 \text{ N/mm}^2 < 36,503 \text{ N/mm}^2$

Bahan S30C aman digunakan.

9. Tegangan *crushing* yang terjadi pada *spline*,  $\sigma_{cs}$ , dihitung dengan persamaan 2.14 (Khurmi dan Gupta, 2005).

$$\begin{aligned}\sigma_{cs} &= \frac{F_s}{H_s \times l_s} \\ &= \frac{156,613}{2,125 \times 26,707} \\ &= 2,76 \text{ N/mm}^2\end{aligned}$$

Tegangan tarik bahan ( $\sigma_b$ ) dari material S30C adalah  $568,786 \text{ N/mm}^2$  (Sularso, 2002).

Jadi,  $\sigma_{cs} < \sigma_b$  atau  $2,76 \text{ N/mm}^2 < 568,786 \text{ N/mm}^2$

Bahan S30C aman digunakan.

### 3.1.3 Perhitungan Roda Gigi

Poros menggunakan bahan besi cor nodular dengan kekuatan tarik ( $\sigma_u$ )  $704,101 \text{ N/mm}^2$  kekuatan luluh ( $\sigma_y$ )  $530 \text{ N/mm}^2$  modulus elastisitas (E)  $9358,31 \text{ N/mm}^2$ .

Diketahui :

Lebar pinion :

$$b_1 = 17,5 \text{ mm}$$

$$b_2 = 10 \text{ mm}$$

$$b_3 = 10 \text{ mm}$$

$$b_4 = 10 \text{ mm}$$

Jumlah gigi pada roda gigi :

$$T_{G1} = 34$$

$$T_{G2} = 29$$

$$T_{G3} = 26$$

$$T_{G4} = 23$$

Jumlah gigi pada *pinion* :

$$T_{P1} = 12$$

$$T_{P2} = 17$$

$$T_{P3} = 21$$

$$T_{P4} = 24$$

Direncanakan sebagai berikut :

$$\text{Modul gigi (m)} = 1,75$$

$$\text{Sudut tekan gigi } (\phi) = 20^\circ$$

1. Perbandingan reduksi, dihitung dengan persamaan 2.4 (Khurmi dan Gupta, 2005).

$$\begin{aligned} G_1 &= \frac{T_{G1}}{T_{P1}} \\ &= \frac{34}{12} \\ &= 2,833 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} G_2 &= \frac{T_{G2}}{T_{P2}} \\ &= \frac{29}{17} \\ &= 1,705 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} G_3 &= \frac{T_{G3}}{T_{P3}} \\ &= \frac{26}{21} \\ &= 1,24 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} G_4 &= \frac{T_{G4}}{T_{P4}} \\ &= \frac{23}{24} \\ &= 0,9583 \end{aligned}$$

2. Diameter *pitch circle*, dihitung dengan persamaan 2.16 (Khurmi dan Gupta, 2005).

- Diameter *pitch circle pinion* :

$$\begin{aligned} D_{P1} &= m \cdot T_{P1} \\ &= 1,75 \cdot 12 \text{ mm} \\ &= 21 \text{ mm} \end{aligned}$$

$$D_{P2} = m \cdot T_{P2}$$

$$\begin{aligned}
&= 1.75 \cdot 17 \text{ mm} \\
&= 29,75 \text{ mm} \\
D_{P3} &= m \cdot T_{P3} \\
&= 1.75 \cdot 21 \text{ mm} \\
&= 36,75 \text{ mm} \\
D_{P4} &= m \cdot T_{P4} \\
&= 1.75 \cdot 24 \text{ mm} \\
&= 42 \text{ mm}
\end{aligned}$$

3. Jarak antar pusat roda, dihitung dengan persamaan 2.18 (Khurmi dan Gupta, 2005).

$$\begin{aligned}
L &= \frac{D_{G1} + D_{P1}}{2} \\
&= \frac{59,5 \text{ mm} + 21 \text{ mm}}{2} \\
&= 40,25 \text{ mm}
\end{aligned}$$

4. Kecepatan *pitch line*, dihitung dengan persamaan 2.19 (Khurmi dan Gupta, 2005).

- Untuk *pinion* :

$$\begin{aligned}
v_{P1} &= \frac{\pi \times D_{P1} \times n}{60 \times 1000} \\
&= \frac{\pi \times 21 \text{ mm} \times 7500 \text{ rpm}}{60 \times 1000} \\
&= 8,243 \text{ mm/s} \\
v_{P2} &= \frac{\pi \times D_{P2} \times n}{60 \times 1000} \\
&= \frac{\pi \times 29,75 \text{ mm} \times 7500 \text{ rpm}}{60 \times 1000} \\
&= 11,677 \text{ mm/s} \\
v_{P3} &= \frac{\pi \times D_{P3} \times n}{60 \times 1000} \\
&= \frac{\pi \cdot 36,75 \text{ mm} \times 7500 \text{ rpm}}{60 \times 1000} \\
&= 14,424 \text{ mm/s} \\
v_{P4} &= \frac{\pi \times D_{P4} \times n}{60 \times 1000} \\
&= \frac{\pi \times 42 \text{ mm} \times 7500 \text{ rpm}}{60 \times 1000} \\
&= 16,485 \text{ mm/s}
\end{aligned}$$

5. *Velocity factor*,  $C_v$  untuk *pinion* dan roda gigi dihitung dengan persamaan, 2.21, 2.22, dan 2.23 (Khurmi dan Gupta, 2005).

Diperoleh berdasarkan roda gigi :

- Untuk *pinion* :

$$C_{vP1} = \frac{6}{6 + v_{P1}}$$

$$C_{vP1} = \frac{6}{6 + 8,243 \text{ m/s}}$$

$$C_{vP1} = 0,421 \text{ m/s}$$

$$C_{vP2} = \frac{6}{6 + v_{P2}}$$

$$C_{vP2} = \frac{6}{6 + 11,677 \text{ m/s}}$$

$$C_{vP2} = 0,339 \text{ m/s}$$

$$C_{vP3} = \frac{6}{6 + v_{P3}}$$

$$C_{vP3} = \frac{6}{6 + 14,424 \text{ m/s}}$$

$$C_{vP3} = 0,294 \text{ m/s}$$

$$C_{vP4} = \frac{6}{6 + v_{P4}}$$

$$C_{vP4} = \frac{6}{6 + 16,485 \text{ m/s}}$$

$$C_{vP4} = 0,2668 \text{ m/s}$$

6. Beban Tangensial, dihitung dengan persamaan 2.24 (Khurmi dan Gupta, 2005).

- Untuk *pinion* :

$$W_{TP1} = \frac{P}{v_{P1}}$$

$$W_{TP1} = \frac{6270 \text{ W}}{8,243 \text{ m/s}}$$

$$W_{TP1} = 760,645 \text{ N}$$

$$W_{TP2} = \frac{P}{v_{P2}}$$

$$W_{TP2} = \frac{6270 \text{ W}}{11,677 \text{ m/s}}$$

$$W_{TP2} = 536,953 \text{ N}$$

$$W_{TP3} = \frac{P}{v_{P3}}$$

$$W_{TP3} = \frac{6270 \text{ W}}{14,424 \text{ m/s}}$$

$$W_{TP3} = 434,692 \text{ N}$$

$$W_{TP4} = \frac{P}{v_{P4}}$$

$$W_{TP4} = \frac{6270 \text{ W}}{16,485 \text{ m/s}}$$

$$W_{TP4} = 392,478 \text{ N}$$

7. Faktor bentuk gigi, dihitung dengan persamaan 2.26 (Osakue dan Enator, 2016).

$$K_f = \frac{2}{\pi \sin 2\phi}$$

$$K_f = \frac{2}{\pi \sin 2(20^\circ)}$$

$$K_f = \frac{2}{\pi \sin 40^\circ}$$

$$K_f = 0,854$$

8. Tegangan aksial yang diijinkan (Thu & Min, 2018)

$$\sigma_i = \frac{\sigma_y}{S_f}$$

$$\sigma_i = \frac{530 \text{ N/mm}^2}{2}$$

$$= 265 \text{ N/mm}^2$$

9. Interval tegangan, dihitung dengan persamaan 2.27 (Osakue dan Enator, 2016).

$$\sigma_{H1} = \left[ \frac{K_f \times W_{TP1} \times (G_1 + 1) \times E_p \times 10^6}{b_2 \times D_{P1}} \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma_{H1} = \left[ \frac{0,854 \times 760,645 \text{ N} \times (2,833 + 1) \times 9353,18 \text{ N/mm}^2 \times 10^6}{17,5 \text{ mm} \times 21 \text{ mm}} \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma_{H1} = 251.733 \text{ N/mm}^2$$

Jadi,  $\sigma_{H1} < \sigma_i$  atau  $251.733 \text{ N/mm}^2 < 265 \text{ N/mm}^2$ , jadi material besi cor nodular aman digunakan.

$$\sigma_{H2} = \left[ \frac{K_f \times W_{TP2} \times (G_2 + 1) \times E_p \times 10^6}{b_2 \times D_{P2}} \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma_{H2} = \left[ \frac{0,854 \times 536,953 \text{ N} \times (1,705+1) \times 9353,18 \text{ N/mm}^2 \times 10^6}{10 \text{ mm} \times 29,75 \text{ mm}} \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma_{H2} = 197,477 \text{ N/mm}^2$$

Jadi,  $\sigma_{H2} < \sigma_i$  atau  $1.2029 \text{ N/mm}^2 < 265 \text{ N/mm}^2$ , jadi material besi cor nodular aman digunakan.

$$\sigma_{H3} = \left[ \frac{K_f \times W_{TP3} \times (G_3+1) \times E_p \times 10^6}{b_3 \times D_{P3}} \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma_{H3} = \left[ \frac{0,854 \times 434,692 \text{ N} \times (1,24+1) \times 9353,18 \text{ N/mm}^2 \times 10^6}{10 \text{ mm} \times 36,75 \text{ mm}} \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma_{H3} = 136,081 \text{ N/mm}^2$$

Jadi,  $\sigma_{H3} < \sigma_i$  atau  $136,081 \text{ N/mm}^2 < 265 \text{ N/mm}^2$ , jadi material besi cor nodular aman digunakan.

$$\sigma_{H4} = \left[ \frac{K_f \times W_{TP4} \times (G_4+1) \times E_p \times 10^6}{b_4 \times D_{P4}} \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma_{H4} = \left[ \frac{0,854 \times 392,478 \text{ N} \times (0,9583+1) \times 9353,18 \text{ N/mm}^2 \times 10^6}{10 \text{ mm} \times 42 \text{ mm}} \right]^{\frac{1}{2}}$$

$$\sigma_{H4} = 120,901 \text{ N/mm}^2$$

Jadi,  $\sigma_{H4} < \sigma_i$  atau  $127,441 \text{ N/mm}^2 < 265 \text{ N/mm}^2$ , jadi material besi cor nodular aman digunakan.

### 3.2 Simulasi Transmisi Roda Gigi Lurus

Hasil simulasi transmisi roda gigi lurus menggunakan metode elemen hingga dengan komponen yang dianalisa berupa poros, *spline*, dan *pinion* sebagai berikut :

#### 3.2.1 Simulasi Poros

Proses dan hasil simulasi dari pemodelan poros menggunakan metode elemen hingga dibahas pada sub bab ini.

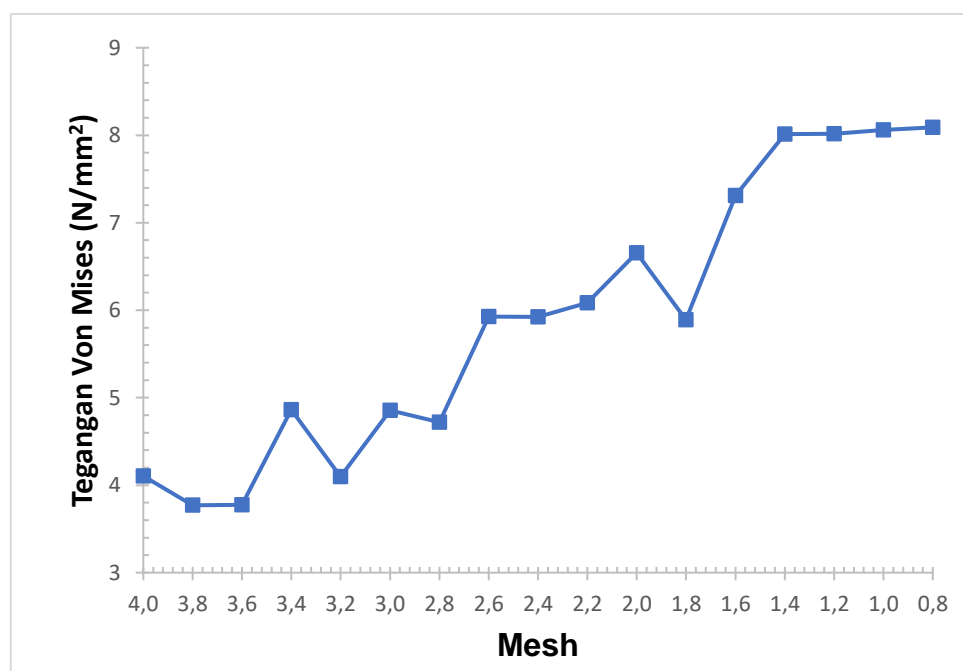
##### 3.2.1.1 Studi Konvergensi

Dalam studi konvergensi pada poros dengan diameter ( $D_p$ ) 17 mm, panjang 101 mm dan beban berupa torsi sebesar 7987,261 Nmm

Pada pengujian ini dibuat *mesh* dengan ukuran 4, 3,8, 3,6, 3,4, 3,2, 3, 2,8, 2,6, 2,4, 2,2, 2, 1,8, 1,6, 1,4, 1,2, 1, dan 0,8 dalam pengujian ini diambil mesh ukuran 0,8, dengan hasil tegangan von mises diperlihatkan pada Tabel 1 dan grafik konvergensi (Gambar 2).

Tabel 1. Studi konvergensi poros

Jumlah Elemen	Ukuran Mesh	Tegangan Von Mises (N/mm <sup>2</sup> )
7536	4,0	4,106
8349	3,8	3,770
9264	3,6	3,777
9566	3,4	4,862
10301	3,2	4,096
12207	3,0	4,856
16712	2,8	4,720
17937	2,6	5,926
21062	2,4	5,923
24218	2,2	6,083
28905	2,0	6,655
32223	1,8	5,890
43736	1,6	7,311
64540	1,4	8,014
89587	1,2	8,016
161587	1,0	8,061
273129	0,8	8,090

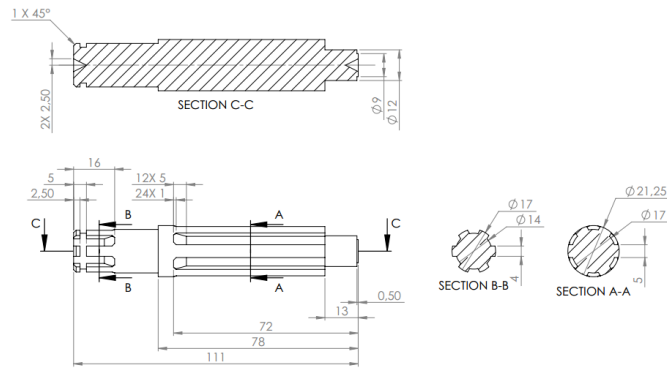


Gambar 2. Grafik studi konvergensi poros

### 3.2.1.2 Visualisasi Tegangan

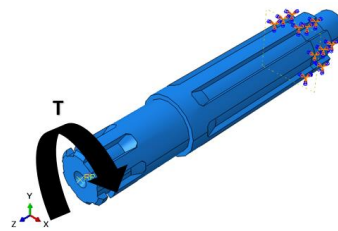
Desain pemodelan poros pada transmisi roda gigi Astrea Star 85,8 cc dapat dilihat seperti pada Gambar 3





Gambar 3. Desain pemodelan poros

*Boundary condition* pada poros diperlihatkan pada Gambar 4 dengan pebebanan diperlihatkan pada Tabel 2.



Gambar 4. *Boundary condition* poros

Tabel 2. Pembebanan poros model seperempat bagian

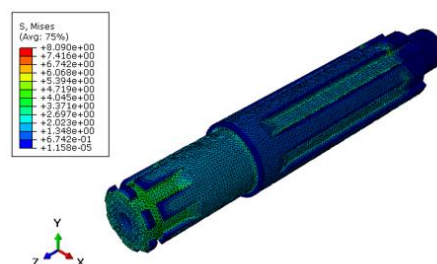
Beban	Harga
Torsi (T)	7987,261 Nmm

Penelitian model poros menggunakan data properti dari material S30C diperlihatkan pada Tabel 3 (Matweb, 2019).

Tabel 3. Data properti material poros.

Modulus Elastisitas (N/mm <sup>2</sup> )	Poissons Ratio
206 x 10 <sup>3</sup>	0,29

Hasil simulasi dengan *software Abaqus* diperoleh visualisasi poros model lingkaran penuh (Gambar 5). Dari hasil tersebut dapat diketahui distribusi tegangan von mises yang terjadi sebesar 8,09 N/mm<sup>2</sup>.



Gambar 5. Visualisasi dan distribusi tegangan pada poros

### 3.2.2 Simulasi *Spline*

Proses dan hasil simulasi dari pemodelan *spline* menggunakan metode elemen hingga dibahas pada sub bab ini.

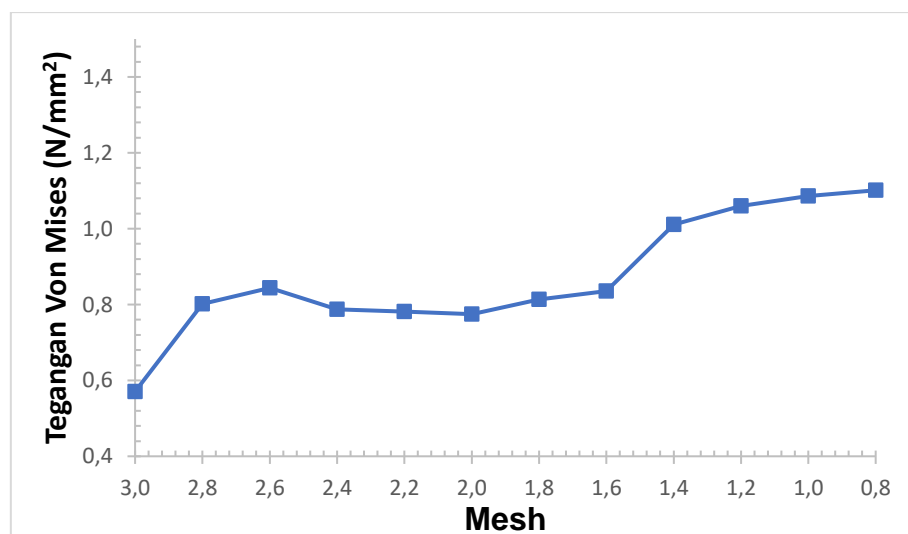
#### 3.2.2.1 Studi Konvergensi

Dalam studi konvergensi pada *spline* dengan diameter ( $D_s$ ) 21,25 mm, panjang ( $l_s$ ) 26,707 mm, jumlah *spline* ( $Z_s$ ) 6 buah dan beban berupa gaya di setiap *spline* ( $F_s$ ) sebesar 156,613 N.

Pada pengujian ini dibuat *mesh* dengan ukuran 3, 2,8, 2,6, 2,4, 2,2, 2, 1,8, 1,6, 1,4, 1,2, 1, 0,8, dan 0,6 dalam pengujian ini diambil mesh ukuran 0,6, dengan hasil tegangan von mises diperlihatkan pada Tabel 4 dan grafik konvergensi (Gambar 6).

Tabel 4. Studi konvergensi *spline*

Jumlah Elemen	Ukuran Mesh	Tegangan Von Mises (N/mm <sup>2</sup> )
1325	3,0	0,571
1984	2,8	0,802
2212	2,6	0,844
2495	2,4	0,787
2977	2,2	0,781
3646	2,0	0,775
4441	1,8	0,813
5856	1,6	0,836
9435	1,4	1,011
12337	1,2	1,060
24768	1,0	1,086
39864	0,8	1,101
90724	0,6	1,130



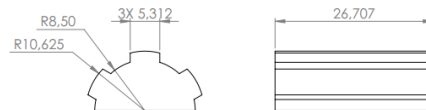
Gambar 6. Grafik studi konvergensi *spline*

### 3.2.2.2 Visualisasi Tegangan

Proses simulasi dari pemodelan *spline* dengan bahan sama dengan poros yaitu S30C (Tabel 3), spesifikasi dimensi geometri diperlihatkan pada Tabel 5, dan desain dari *spline* dengan model setengah bagian diperlihatkan pada Gambar 7.

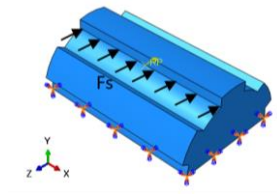
Tabel 5. Dimensi *spline*

Dimensi	Harga
Diameter poros ( $D_p$ )	17 mm
Diameter <i>spline</i> ( $D_s$ )	21,25 mm
Tebal <i>spline</i> ( $H_s$ )	2,125 mm
Lebar <i>spline</i> ( $b_s$ )	5,312 mm
Panjang <i>spline</i> ( $l_s$ )	26,707 mm
Jumlah <i>spline</i> ( $Z_s$ )	6 buah



Gambar 7. Desain *spline* model setengah bagian

*Boundary condition* pada *spline* model setengah bagian diperlihatkan pada Gambar 8 dengan pebebanan diperlihatkan pada Tabel 6.

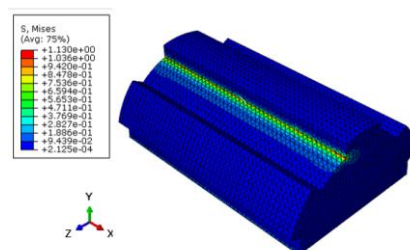


Gambar 8. *Boundary condition spline* setengah bagian

Tabel 6. Pembebanan *spline* model setengah bagian

Beban	Harga
Gaya setiap <i>spline</i> ( $F_s$ )	1459,661 N

Hasil simulasi dengan software *Abaqus* diperoleh visualisasi *spline* model setengah bagian (Gambar 9). Dari hasil tersebut dapat diketahui distribusi tegangan von mises yang terjadi sebesar 1,13 N/mm<sup>2</sup>.



Gambar 9. Visualisasi dan distribusi tegangan pada *spline* model seperempat

### 3.2.3 Simulasi *Pinion* 1

Proses dan hasil simulasi dari pemodelan *pinion* 1 menggunakan metode elemen hingga dibahas pada sub bab ini.

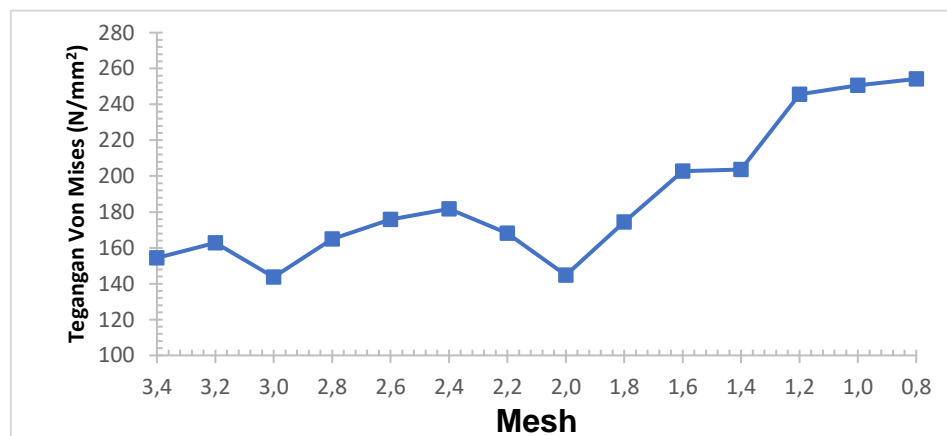
#### 3.2.3.1 Studi Konvergensi

Dalam studi konvergensi pada *pinion* 1 dengan modul gigi ( $m$ ) 1,75 mm, jumlah gigi pinion ( $T_p$ ) 12 gigi, tebal gigi pinion ( $b$ ) 17,5 mm, dan beban berupa gaya ( $W_{TP}$ ) sebesar 760,645 N.

Pada pengujian ini dibuat *mesh* dengan ukuran 3,6, 3,4, 3,2, 3, 2,8, 2,6, 2,4, 2,2, 2, 1,8, 1,6, 1,4, 1,2, 1, dan 0,8 dalam pengujian ini diambil mesh ukuran 0,8, dengan hasil tegangan von mises diperlihatkan pada Tabel 7 dan grafik konvergensi (Gambar 10).

Tabel 7. Studi konvergensi *pinion* 1

Jumlah Elemen	Ukuran Mesh	Tegangan Von Mises (N/mm <sup>2</sup> )
4632	3,4	154,3
4674	3,2	162,7
5211	3,0	143,7
5671	2,8	165,0
7413	2,6	175,8
7786	2,4	181,7
9321	2,2	168,1
10017	2,0	144,8
13374	1,8	174,4
21611	1,6	202,8
29188	1,4	203,6
40217	1,2	245,7
59213	1,0	250,6
107495	0,8	254,2



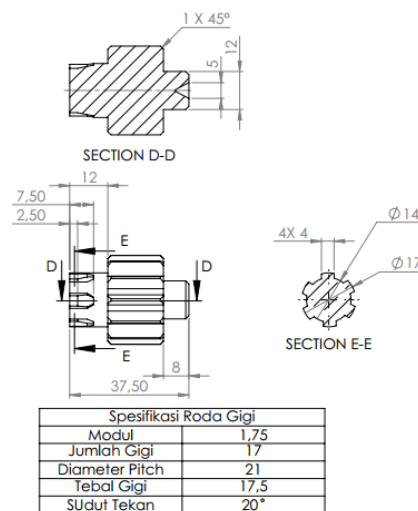
Gambar 10. Grafik studi konvergensi *pinion* 1

### 3.2.3.2 Visualisasi Tegangan

Proses simulasi dari pemodelan *pinion* 1 dengan spesifikasi dimensi geometri diperlihatkan pada Tabel 8, dan desain dari *pinion* 1 diperlihatkan pada Gambar 11.

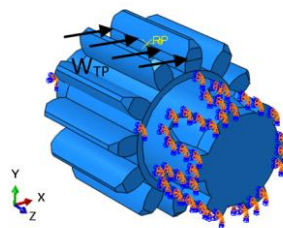
Tabel 8. Dimensi *pinion* 1

Dimensi	Harga
Modul (m)	1,75 mm
Jumlah gigi ( $T_p$ )	12
Diameter <i>pitch</i> ( $D_p$ )	29,75 mm
Tebal gigi (b)	17,5 mm
Sudut tekan	20°



Gambar 11. Desain pemodelan *pinion* 1

*Boundary condition* pada *pinion* 1 diperlihatkan pada Gambar 12 dengan pebebanan diperlihatkan pada Tabel 9.



Gambar 12. *Boundary condition* *pinion* 1

Tabel 9. Pembebanan *pinion* 1

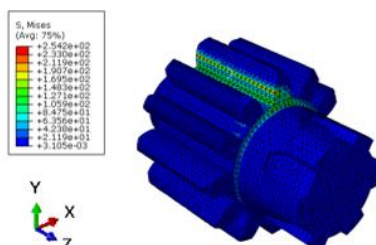
Beban	Harga
Gaya <i>pinion</i> ( $W_{TP}$ )	760,645 N

Penelitian model *pinion* 1 menggunakan data properti dari material besi cor nodular diperlihatkan pada Tabel 10 (Setiawan, 2019).

Tabel 10. Data properti material *pinion 1*

Modulus Elastisitas (N/mm <sup>2</sup> )	Poissons Ratio
9358,31	0,29

Hasil simulasi dengan *software Abaqus* diperoleh visualisasi *pinion 1* (Gambar 13). Dari hasil tersebut dapat diketahui distribusi tegangan von mises yang terjadi sebesar 254,2 N/mm<sup>2</sup>.



Gambar 13. Visualisasi dan distribusi tegangan pada pinion 1

### 3.2.4 Simulasi *Pinion 2*

Proses dan hasil simulasi dari pemodelan *pinion 2* menggunakan metode elemen hingga dibahas pada sub bab ini.

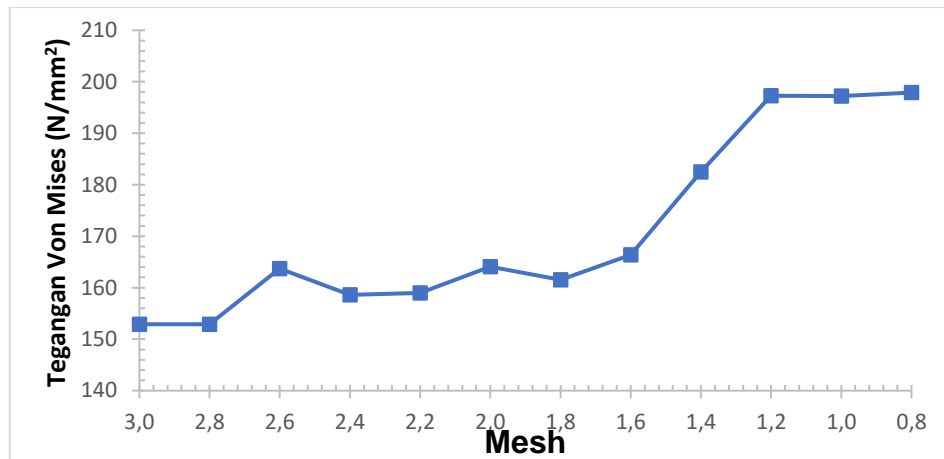
#### 3.2.4.1 Studi Konvergensi

Dalam studi konvergensi pada *pinion 2* dengan modul gigi (m) 1,75 mm, jumlah gigi pinion ( $T_p$ ) 17 gigi, tebal gigi pinion (b) 10 mm, beban berupa gaya ( $W_{TP}$ ) sebesar 536,953 N.

Pada pengujian ini dibuat *mesh* dengan ukuran 3, 2,8, 2,6, 2,4, 2,2, 2, 1,8, 1,6, 1,4, 1,2, 1, dan 0,8 dalam pengujian ini diambil mesh ukuran 0,8, dengan hasil tegangan von mises diperlihatkan pada Tabel 11 dan grafik konvergensi (Gambar 14).

Tabel 11. Studi konvergensi *pinion 2*

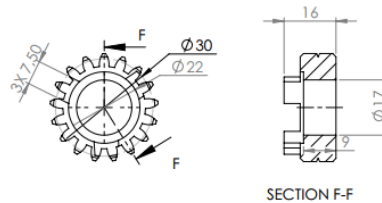
Jumlah Elemen	Ukuran Mesh	Tegangan Von Mises (N/mm <sup>2</sup> )
2772	3,0	152,9
3204	2,8	152,9
4198	2,6	163,7
4697	2,4	158,6
5739	2,2	159,0
5968	2,0	164,1
7045	1,8	161,5
10050	1,6	166,4
12571	1,4	182,5
20575	1,2	197,3
30788	1,0	197,2
61013	0,8	197,9



Gambar 14. Grafik studi konvergensi *pinion 2*

### 3.2.4.2 Visualisasi Tegangan

Proses simulasi dari pemodelan *pinion 2* dengan spesifikasi dimensi geometri diperlihatkan pada Tabel 12 dan desain dari *pinion 2* diperlihatkan pada Gambar 15.



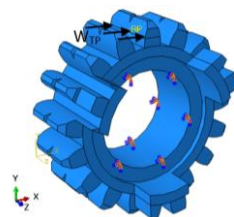
Spesifikasi Roda Gigi	
Modul	1,75
Jumlah Gigi	17
Diameter Pitch	29,75
Tebal Gigi	10
SUDut Tekan	20°

Gambar 15. Desain pemodelan *pinion 2*

Tabel 12. Dimensi *pinion 2*

Dimensi	Harga
Modul (m)	1,75 mm
Jumlah gigi ( $T_p$ )	17
Diameter pitch ( $D_p$ )	29,75 mm
Tebal gigi (b)	10 mm
Sudut tekan	20°

*Boundary condition* pada *pinion 2* diperlihatkan pada Gambar 16 dengan pebebanan diperlihatkan pada Tabel 13.



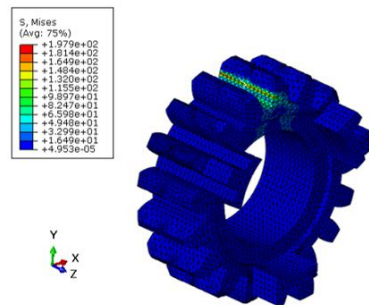
Gambar 16. *Boundary condition pinion 2*

Tabel 13. Pembebanan *pinion 2*

Beban	Harga
Gaya <i>pinion</i> ( $W_{TP}$ )	536,953 N

Penelitian model *pinion 2* menggunakan data properti dari material besi cor nodular diperlihatkan pada Tabel 10 (Setiawan, 2019).

Hasil simulasi dengan *software Abaqus* diperoleh visualisasi *pinion 2* (Gambar 17). Dari hasil tersebut dapat diketahui distribusi tegangan von mises yang terjadi sebesar 197,9 N/mm<sup>2</sup>.



Gambar 17. Visualisasi dan distribusi tegangan pada pinion 2

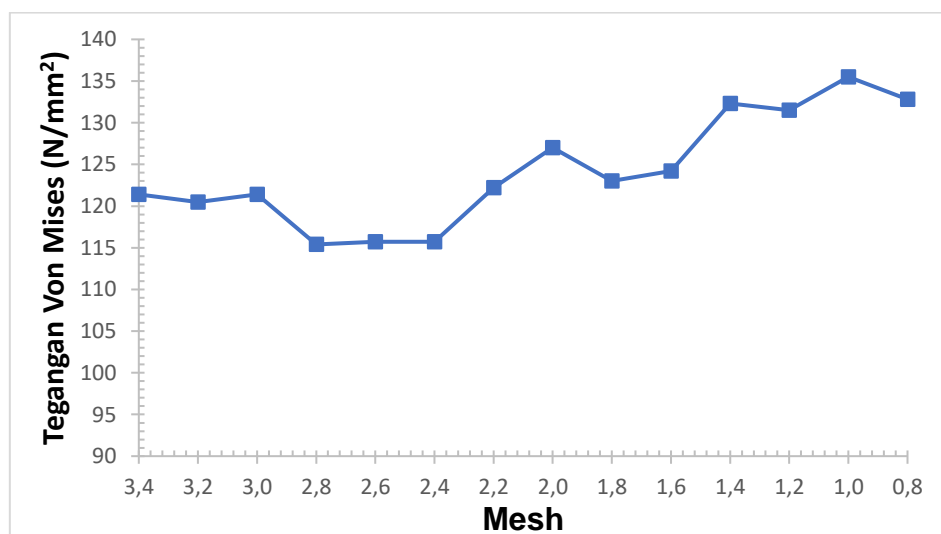
### 3.2.5 Simulasi *Pinion 3*

Proses dan hasil simulasi dari pemodelan *pinion 3* menggunakan metode elemen hingga dibahas pada sub bab ini.

#### 3.2.5.1 Studi Konvergensi

Dalam studi konvergensi pada *pinion 3* dengan modul gigi ( $m$ ) 1,75 mm, jumlah gigi pinion ( $T_p$ ) 21 gigi, tebal gigi pinion ( $b$ ) 10 mm, beban berupa gaya ( $W_{TP}$ ) sebesar 434,692 N.

Pada pengujian ini dibuat *mesh* dengan ukuran 3,6, 3,4, 3,2, 3, 2,8, 2,6, 2,4, 2,2, 2, 1,8, 1,6, 1,4, 1,2, 1, dan 0,8 dalam pengujian ini diambil mesh ukuran 0,8, dengan hasil tegangan von mises diperlihatkan pada Tabel 14 dan grafik konvergensi (Gambar 18).

Gambar 18. Grafik studi konvergensi *pinion 3*



Tabel 14. Studi konvergensi *pinion* 3

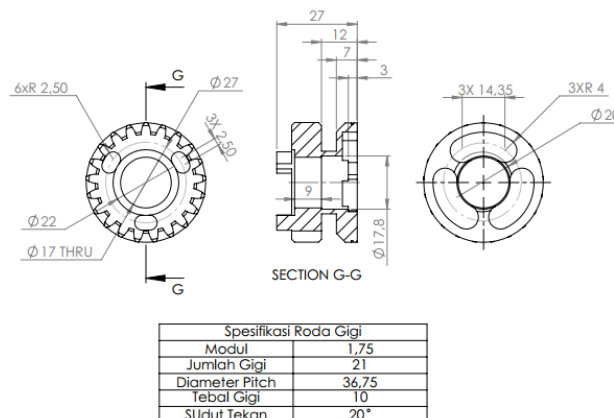
Jumlah Elemen	Ukuran Mesh	Tegangan Von Mises (N/mm <sup>2</sup> )
6517	3,6	120,5
5517	3,4	121,4
5960	3,2	120,5
6436	3,0	121,4
7695	2,8	115,4
8118	2,6	115,7
8856	2,4	115,7
12497	2,2	122,2
14757	2,0	127,0
17703	1,8	123,0
23963	1,6	124,2
37967	1,4	132,3
61368	1,2	131,5
89790	1,0	135,5
160299	0,8	132,8

### 3.2.5.2 Visualisasi Tegangan

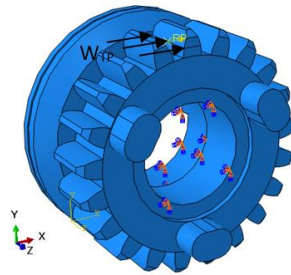
Proses simulasi dari pemodelan *pinion* 3 dengan spesifikasi dimensi geometri diperlihatkan pada Tabel 15, dan desain dari *pinion* 3 diperlihatkan pada Gambar 19.

Tabel 15. Dimensi *pinion* 3

Dimensi	Harga
Modul (m)	2 mm
Jumlah gigi ( $T_p$ )	21
Diameter <i>pitch</i> ( $D_p$ )	36,75 mm
Tebal gigi (b)	10 mm
Sudut tekan	20°

Gambar 19. Desain pemodelan *pinion* 3

*Boundary condition* pada *pinion* 3 diperlihatkan pada Gambar 20 dengan pebebananan diperlihatkan pada Tabel 16.



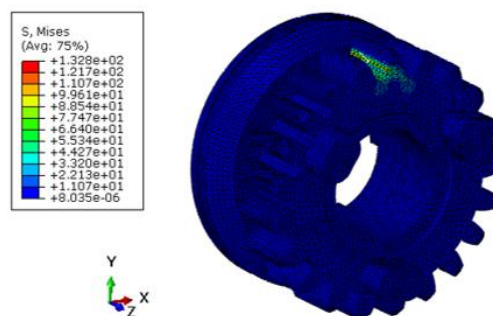
Gambar 20. *Boundary condition pinion* 3

Tabel 16. Pembebanan *pinion* 3

Beban	Harga
Gaya <i>pinion</i> ( $W_{TP}$ )	434,692 N

Penelitian model *pinion* 3 menggunakan data properti dari material besi cor nodular diperlihatkan pada Tabel 10 (Setiawan, 2019).

Hasil simulasi dengan *software Abaqus* diperoleh visualisasi *pinion* 3 (Gambar 21). Dari hasil tersebut dapat diketahui distribusi tegangan von mises yang terjadi sebesar 132,8 N/mm<sup>2</sup>.



Gambar 21. Visualisasi dan distribusi tegangan pada *pinion* 3

### 3.2.6 Simulasi *Pinion* 4

Proses dan hasil simulasi dari pemodelan *pinion* 4 menggunakan metode elemen hingga dibahas pada sub bab ini.

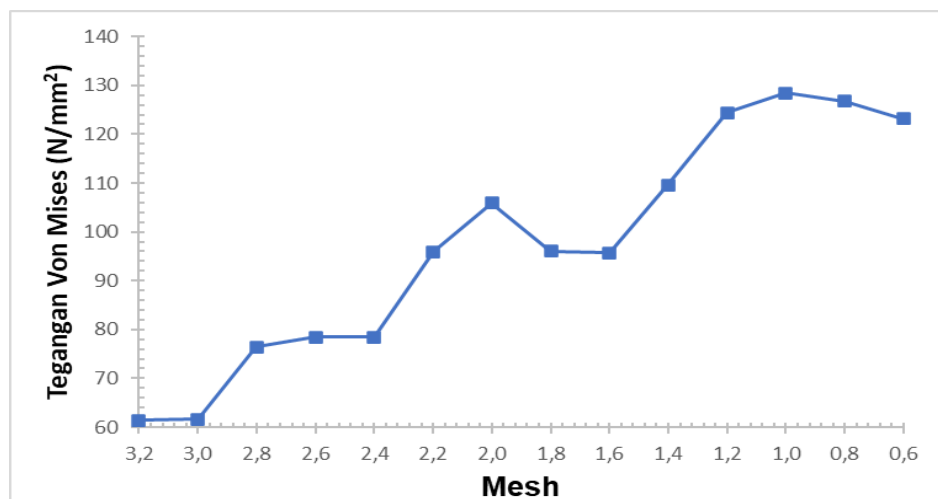
#### 3.2.6.1 Studi Konvergensi

Dalam studi konvergensi pada *pinion* 2 dengan modul gigi ( $m$ ) 1,75 mm, jumlah gigi *pinion* 24 gigi, tebal gigi *pinion* ( $b$ ) 10 mm, dan beban berupa gaya ( $W_{TP}$ ) sebesar 392,478 N.

Pada pengujian ini dibuat *mesh* dengan ukuran 3,2, 3, 2,8, 2,6, 2,4, 2,2, 2, 1,8, 1,6, 1,4, 1,2, 1, 0,8, dan 0,6 dalam pengujian ini diambil *mesh* ukuran 0,8, dengan hasil tegangan von mises diperlihatkan pada Tabel 17 dan grafik konvergensi (Gambar 22).

Tabel 17. Studi konvergensi *pinion* 4

Jumlah Elemen	Ukuran Mesh	Tegangan Von Mises (N/mm <sup>2</sup> )
4224	3,2	61,41
4293	3,0	61,58
5097	2,8	76,44
5221	2,6	78,45
5556	2,4	78,45
7963	2,2	95,93
9621	2,0	105,87
10886	1,8	96,02
14125	1,6	95,7
25345	1,4	109,6
42399	1,2	124,4
56955	1,0	128,5
117097	0,8	126,8
279129	0,6	123,0

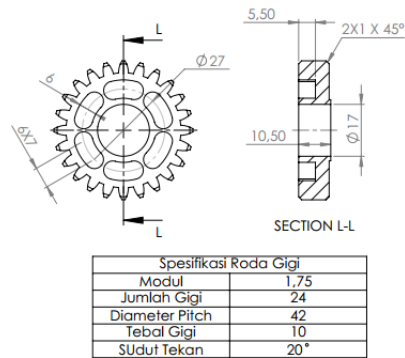
Gambar 22. Grafik studi konvergensi *pinion* 4

### 3.2.6.2 Visualisasi Tegangan

Proses simulasi dari pemodelan *pinion* 4 dengan spesifikasi dimensi geometri diperlihatkan pada Tabel 18, dan desain dari *pinion* 4 diperlihatkan pada Gambar 23.

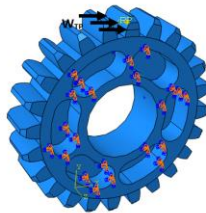
Tabel 18. Dimensi *pinion* 4

Dimensi	Harga
Modul (m)	1,75 mm
Jumlah gigi ( $T_p$ )	24
Diameter pitch ( $D_p$ )	42 mm
Tebal gigi (b)	10 mm
Sudut tekan	20°



Gambar 23. Desain pemodelan *pinion* 4

*Boundary condition* pada *pinion* 4 diperlihatkan pada Gambar 24 dengan pebebanan diperlihatkan pada Tabel 19.



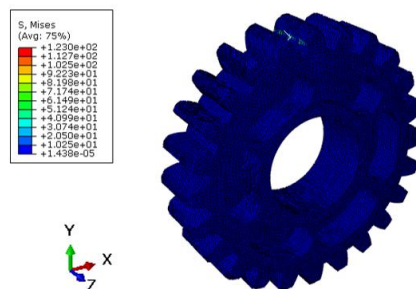
Gambar 24. *Boundary condition* *pinion* 4

Tabel 19. Pembebanan *pinion* 4

Beban	Harga
Gaya <i>pinion</i> ( $W_{TP}$ )	392,478 N

Penelitian model *pinion* 4 menggunakan data properti dari material besi cor nodular diperlihatkan pada Tabel 10 (Setiawan, 2019).

Hasil simulasi dengan *software Abaqus* diperoleh visualisasi *pinion* 4 (Gambar 25). Dari hasil tersebut dapat diketahui distribusi tegangan von mises yang terjadi sebesar 123 N/mm<sup>2</sup>.



Gambar 25. Visualisasi dan distribusi tegangan pada *pinion* 4

### 3.3 Validasi Perhitungan Manual dengan Simulasi

Penyimpangan dari hasil perhitungan tegangan geser secara manual dengan tegangan geser hasil simulasi diperlihatkan pada Tabel 20.

Tabel 20. Perbandingan tegangan geser antara perhitungan manual dengan hasil simulasi.

No	Komponen	Tegangan Geser		Penyimpangan (%)
		Perhitungan Manual (N/mm <sup>2</sup> )	Hasil Simulasi (N/mm <sup>2</sup> )	
1	Poros	8,284	8,09	2,398
2	Spline	1,104	1,130	2,301
3	Pinion 1	257,733	254,2	1,390
4	Pinion 2	197,477	197,9	0,214
5	Pinion 3	136,081	132,8	2,470
6	Pinion 4	120,901	123	1,707

Penyimpangan terbesar antara perhitungan manual dan hasil simulasi adalah 2,47 %, penyimpangan ini lebih kecil dari 5% dan dapat diterima (Raptis & Savaidis, 2018).

## 4 PENUTUP

### 4.1 Kesimpulan

- Hasil perancangan transmisi roda gigi lurus dengan menggunakan perhitungan matematika (manual) didapatkan data sebagai berikut.
  - Poros, hasil perhitungan matematika (manual) didapat tegangan geser yang terjadi sebesar,  $\tau_p = 8,284 \text{ N/mm}^2$ .
  - Spline*, hasil perhitungan matematika (manual) didapat tegangan geser yang terjadi sebesar,  $\tau_s = 1,104 \text{ N/mm}^2$ .
  - Pinion 1*, hasil perhitungan matematika (manual) didapat tegangan maksimal yang terjadi sebesar,  $257,733 \text{ N/mm}^2$ .
  - Pinion 2*, hasil perhitungan matematika (manual) didapat tegangan maksimal yang terjadi sebesar,  $197,477 \text{ N/mm}^2$ .
  - Pinion 3*, hasil perhitungan matematika (manual) didapat tegangan maksimal yang terjadi sebesar,  $136,081 \text{ N/mm}^2$ .
  - Pinion 4*, hasil perhitungan matematika (manual) didapat tegangan maksimal yang terjadi sebesar,  $120,901 \text{ N/mm}^2$ .
- Hasil perancangan transmisi roda gigi lurus dengan menggunakan metode elemen hingga.
  - Poros, hasil simulasi dengan *software Abaqus* dapat diketahui distribusi tegangan geser yang terjadi sebesar  $8,09 \text{ N/mm}^2$ .
  - Spline*, hasil simulasi dengan *software Abaqus* dapat diketahui distribusi tegangan geser yang terjadi sebesar  $1,13 \text{ N/mm}^2$ .

- c. *Pinion* 1, hasil simulasi dengan *software Abaqus* dapat diketahui distribusi tegangan maksimal yang terjadi pada *pinion* 1 sebesar 257,733 N/mm<sup>2</sup>.
  - d. *Pinion* 2, hasil simulasi dengan *software Abaqus* dapat diketahui distribusi tegangan maksimal yang terjadi pada *pinion* 2 sebesar 197,477 N/mm<sup>2</sup>.
  - e. *Pinion* 3, hasil simulasi dengan *software Abaqus* dapat diketahui distribusi tegangan maksimal yang terjadi pada *pinion* 3 sebesar 136,081 N/mm<sup>2</sup>.
  - f. *Pinion* 4, hasil simulasi dengan *software Abaqus* dapat diketahui distribusi tegangan maksimal yang terjadi pada *pinion* 4 sebesar 123 N/mm<sup>2</sup>.
3. Hasil antara perhitungan matematika (manual) dengan metode elemen hingga pada perancangan transmisi roda gigi lurus adalah *valid* dan bisa diterima karena penyimpangan maksimum adalah 2,47 %, dengan batas penyimpangan yang dapat diterima < 5%.

## 4.2 Saran

1. Dapat memvariasikan bahan penyusun pada komponen transmisi roda gigi sepeda motor.
2. Dapat menganalisa umur komponen transmisi roda gigi sepeda motor.

## DAFTAR PUSTAKA

- Boentarto. (1994). Dasar-dasar Otomotif bagi pemula. Solo : CV ANEKA
- Hadipratomo, Winarni. 2005 Dasar-dasar Metode Elemen. Hingga Bandung : PT Dana Martha Sejahtera Utama
- Khurmi, R.S. J.Gupta. (2005). "Machine Design". New Delhi : Eurasia publishing House.
- Osakue, E. E., & Anetor, L. (2016). Spur Gear Design: Some New Perspectives. International Journal of Research in Engineering and Technology, 05, 275–286.
- Raptis, K. G., & Savaidis, A. A. (2018). Experimental investigation of spur gear strength using photoelasticity. Procedia Structural Integrity, 10, 33–40.
- Setiawan, Rizka Dwi. (2019). "Pengaruh Variasi Kandungan Magnesium (Mg) dalam Proses Pembuatan Besi Cor Nodular Terhadap Kekuatan Luluh dan Kekuatan Tarik", Surakarta: Universitas Muhammadiyah Surakarta.
- Sularso. (2004). Dasar Perencanaan dan Pemilihan Elemen Mesin. Jakarta :PT Pradnya paramita.
- Thu, M. P., & Min, N. L. (2018). Stress Analysis on Spur Gears Using ANSYS Workbench 16.0. International Journal of Science and Engineering Applications, 7(08), 208–213.